

A3



JP2000199552

Biblio

Page 1

Drawing

esp@cenet

HALF TOROIDAL TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent Number: JP2000199552
Publication date: 2000-07-18
Inventor(s): IMANISHI TAKASHI;; MACHIDA TAKASHI
Applicant(s): NSK LTD
Requested Patent: ☐ JP2000199552

Application Number: JP19990000287 19990105

Priority Number(s):

IPC Classification: F16H15/38; F16H57/04

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a half toroidal type continuously variable transmission to secure excellent durability, perform transmission of a high power, and have excellent transmission efficiency.

SOLUTION: Provided a cavity diameter is D , a half apex angle is θ , and the curvatures of radius of the sectional shapes of the inside surfaces 2a and 4a of a disc 2 on the input side and a disc 4 on the output side are r_0 , a formula of $k_0 = (D/2r_0) - 1$ is established. Further, provided the spin angular speed of a contact oblong present at a contact part between the inside surfaces 2a and 4a of the discs 2 and 4 and the peripheral surfaces 8a and 8a of power rollers 8 and 8 is ω_{sp} , the rotational angular speed of the disc 2 on the input side is ω_1 . All of $k_0 \geq 0.5$, $\theta \geq 58$ deg., and $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ are satisfied. Further, traction oil is stored in a casing. The traction oil has a traction factor of 0.06 or more at an oil temperature of 100 deg.C.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(11)特許出願公開番号

特開2000-199552

(P2000-199552A)

(43)公開日 平成12年7月18日(2000.7.18)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

FI

テマコート・(参考)

F 1 6 H 15/38

F 1 6 H 15/38

3 J 0 5 1

57/04

57/04

H 3 J 0 6 3

// C 1 0 M 171/00

C 1 0 M 171/00

4H104

C 1 0 N 40:04

審査請求 未請求 請求項の数1 OL (全 9 頁)

(21)出願番号

特願平11-287

(22) 出願日

平成11年1月5日(1999.1.5)

(71)出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72)發明者 今西 尚

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(72)発明者 町田 尚

神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外1名)

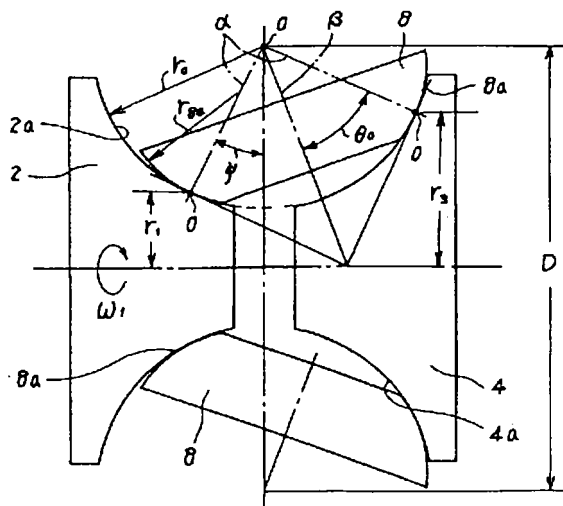
[最終頁に続く](#)

(54)【発明の名称】 ハーフトロイダル型無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 優れた耐久性を確保し、且つ、より大きな動力伝達が可能な、優れた伝達効率を有するハーフトロイダル型無段変速機を実現する。

【解決手段】 キャビティ径をD、半頂角を θ_0 、入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aの断面形状の曲率半径を r_0 とした場合に、 $k_0 = (D/2r_0) - 1$ とする。又、上記各ディスク2、4の内側面2a、4aと各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの接触部に存在する接触楕円のスピニング角速度を ω_{sp} 、上記入力側ディスク2の回転角速度を ω_1 とする。 $k_0 \geq 0.5$ 、 $\theta_0 \geq 58^\circ$ 、 $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ を総て満たす。又、ケーシング内に、トラクションオイルを貯溜する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ケーシングと、このケーシング内に貯溜された潤滑油と、このケーシングの内側に互いの内側面同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ回転自在に支持された入力側ディスク及び出力側ディスクと、これら入力側ディスク及び出力側ディスクの中心軸と交差はしないがこれら両ディスクの中心軸の方向に対して直角方向位置である捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトラニオンと、このトラニオンの中間部に、このトラニオンの内側面から突出する状態で支持された変位軸と、この変位軸のうちで上記トラニオンの内側面から突出した部分の周囲に回転自在に支持された状態で、上記入力側ディスクと出力側ディスクとの間に挟持されたパワーローラとを備え、これら入力側ディスク及び出力側ディスクの内側面はそれぞれ断面が円弧形の凹面であり、パワーローラの周面は球面状の凸面であり、この周面と上記両ディスクの内側面とが互いに当接しているハーフトロイダル型無段変速機に於いて、上記潤滑油が、油温が100℃の状態でのトラクション係数が0.06以上である合成トラクションオイルであり、上記各枢軸の中心軸を表す複数本の仮想直線をその接線として描く事のできる仮想円の直径であるキャビティ径をDとし、上記各ディスクの内側面の曲率半径の中心点と上記各パワーローラの周面がこれら各ディスクの内側面に当接する部分の中心点とを結ぶ仮想直線が、上記パワーローラの中心軸となす角度である半頂角を θ_0 とし、上記各ディスクの内側面の断面形状の曲率半径を r_0 とし、 $k_0 = (D/2r_0) - 1$ とし、上記各ディスクの内側面と上記各周面との接触部に存在する接触楕円のスピニング角速度を ω_p とし、上記入力側ディスクの回転角速度を ω_1 とした場合に、 $k_0 \geq 0.5$ 、 $\theta_0 \geq 58$ 度、 $|\omega_p/\omega_1| \leq 0.25$ を総て満たす事を特徴とするハーフトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明に係るハーフトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用の変速機を構成する変速ユニットとして、或は各種産業機械用の変速機として利用する。

【0002】

【従来の技術】自動車用変速機を構成する変速ユニットとして、図1～2に略示する様なハーフトロイダル型無段変速機を使用する事が研究されている。このハーフトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭62-71465号公報に開示されている様に、入力軸1と同心に入力側ディスク2を支持し、この入力軸1と同心に配置した出力軸3の端部に出力側ディスク4を固定している。ハーフトロイダル型無段変速機を納めたケーシングの内側には、上記入力軸1並びに出力軸3に対し捻れの位置にある枢軸5、5を中心として揺動するトラニオン6、6

を設けている。

【0003】即ち、上記両ディスク2、4の中心軸から外れた部分に配置したこれら各トラニオン6、6は、それぞれの両端部外面に上記枢軸5、5を、上記両ディスク2、4の中心軸の方向に対し直角方向に、且つ、互いに同心に設けている。又、これら各トラニオン6、6の中間部には変位軸7、7の基端部を支持し、上記枢軸5、5を中心として上記各トラニオン6、6を揺動させる事により、上記各変位軸7、7の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トラニオン6、6に支持した変位軸7、7の周囲には、それぞれパワーローラ8、8を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ8、8を、上記入力側、出力側両ディスク2、4の、互いに対向する内側面2a、4a同士の間挟持している。これら各内側面2a、4aは、それぞれ断面が、上記枢軸5を中心とする円弧を回転させて得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成した上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aを、上記内側面2a、4aに当接させている。

【0004】上記入力軸1と入力側ディスク2との間には、ローディングカム装置9を設け、このローディングカム装置9によって、上記入力側ディスク2を出力側ディスク4に向け弾性的に押圧しつつ、この入力側ディスク2を回転駆動自在としている。このローディングカム装置9は、入力軸1と共に回転するローディングカム10と、保持器11により回転自在に保持した複数個（例えば4個）のローラ12、12とから構成している。上記ローディングカム10の片面側（図1～2の右側面）には、円周方向に互る凹凸であるカム面13を形成し、上記入力側ディスク2の外側面（図1～2の左側面）にも、同様の形状を有するカム面14を形成している。そして、上記複数個のローラ12、12を、上記入力軸1の中心に関し放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。

【0005】上述の様に構成するハーフトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸1の回転に伴ってローディングカム10が回転すると、カム面13が複数個のローラ12、12を、入力側ディスク2の外側面に形成したカム面14に押圧する。この結果、上記入力側ディスク2が、上記複数のパワーローラ8、8に押圧されると同時に、上記両カム面13、14と複数個のローラ12、12との押し付け合いに基づいて、上記入力側ディスク2が回転する。そして、この入力側ディスク2の回転が、上記複数のパワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝達され、この出力側ディスク4に固定の出力軸3が回転する。

【0006】入力軸1と出力軸3との回転速度比（変速比）を変える場合で、先ず入力軸1と出力軸3との間で減速を行なう場合には、前記各枢軸5、5を中心として前記各トラニオン6、6を所定方向に揺動させる。そし

て、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aが図1に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの中心寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの外周寄り部分とにそれぞれ当接する様に、前記各変位軸7、7を傾斜させる。反対に、増速を行なう場合には、上記枢軸5、5を中心として上記各トラニオン6、6を反対方向に揺動させる。そして、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aが図2に示す様に、入力側ディスク2の内側面2aの外周寄り部分と出力側ディスク4の内側面4aの中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各変位軸7、7を傾斜させる。各変位軸7、7の傾斜角度を図1と図2との中間にすれば、入力軸1と出力軸3との間で、中間の変速比を得られる。

【0007】又、図3～4は、実願昭63-69293号(実開平1-173552号)のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたハーフトロイダル型無段変速機の1例を示している。ケーシング35内に互いの内側面2a、4a同士を対向させた状態で配置した、入力側ディスク2と出力側ディスク4とは、円管状の入力軸15の周囲に、それぞれニードル軸受16、16を介して、回転自在に支持している。即ち、上記入力側ディスク2及び出力側ディスク4の中心部には断面形状が円形である貫通孔17、17を、それぞれ上記各ディスク2、4の内側面と外側面とを軸方向(図3の左右方向)に貫通する状態で形成している。上記各ニードル軸受16、16は、上記各貫通孔17、17の内周面と上記入力軸15の中間部外周面との間に設けている。又、上記各貫通孔17、17の内側面寄り端部内周面に形成した係止溝18、18には止め輪19、19を係止して、上記各ニードル軸受16、16が上記各貫通孔17、17から、上記各ディスク2、4の内側面2a、4a側に抜け出る事を防止している。又、ローディングカム10は上記入力軸15の端部(図3の左端部)外周面にスプライン係合させ、外向フランジ状の鏝部20により上記入力側ディスク2から離れる方向への移動を阻止している。そして、このローディングカム10とローラ12、12とにより、上記入力軸15の回転に基づいて上記入力側ディスク2を、上記出力側ディスク4に向け押圧しつつ回転させるローディングカム装置9を構成している。上記出力側ディスク4には出力歯車21を、キー22、22により結合し、これら出力側ディスク4と出力歯車21とが同期して回転する様にしている。

【0008】1対のトラニオン6、6の両端部は1対の支持板23、23に、揺動並びに軸方向(図3の表裏方向、図4の左右方向)に互る変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン6、6の中間部に形成した円孔24、24部分に、変位軸7、7を支持している。これら各変位軸7、7は、互いに平行で且つ偏心した支持軸部25、25と枢軸部26、26とを、それぞれ有する。このうちの各支持軸部25、25を上記各円孔2

4、24の内側に、ラジアルニードル軸受27、27を介して、回転自在に支持している。又、上記各枢軸部26、26の周囲にパワーローラ8、8を、別のラジアルニードル軸受28、28を介して、回転自在に支持している。

【0009】尚、上記1対の変位軸7、7は、上記入力軸15に対して180度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸7、7の各枢軸部26、26が各支持軸部25、25に対し偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク2、4の回転方向に関し同方向(図4で左右逆方向)としている。又、偏心方向は、上記入力軸15の配設方向に対しほぼ直交する方向としている。従って、上記各パワーローラ8、8は、上記入力軸15の配設方向に互る若干の変位自在に支持される。この結果、回転力の伝達状態で構成各部材に加わる大きな荷重に基づく、これら構成各部材の弾性変形に起因して、上記各パワーローラ8、8が上記入力軸15の軸方向(図3の左右方向、図4の表裏方向)に変位する傾向となった場合でも、上記構成各部品に無理な力を加える事なく、この変位を吸収できる。

【0010】又、上記各パワーローラ8、8の外側面と上記各トラニオン6、6の中間部内側面との間には、パワーローラ8、8の外側面の側から順に、スラスト玉軸受29、29とスラストニードル軸受30、30とを設けている。このうちのスラスト玉軸受29、29は、上記各パワーローラ8、8に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ8、8の回転を許容するものである。又、上記各スラストニードル軸受30、30は、上記各パワーローラ8、8から上記各スラスト玉軸受29、29を構成する外輪31、31に加わるスラスト荷重を支承しつつ、前記各枢軸部26、26及び上記外輪31、31が、前記支持軸部25、25を中心に揺動する事を許容するものである。

【0011】更に、上記各トラニオン6、6の一端部(図4の左端部)にはそれぞれ駆動ロッド32、32を結合し、これら各駆動ロッド32、32の中間部外周面に駆動ピストン33、33を固設している。そして、これら各駆動ピストン33、33を、それぞれ駆動シリンダ34、34内に油密に嵌装している。

【0012】上述の様に構成するハーフトロイダル型無段変速機の場合、入力軸15の回転は、ローディングカム装置9を介して入力側ディスク2に伝わる。そして、この入力側ディスク2の回転が、1対のパワーローラ8、8を介して出力側ディスク4に伝わり、更にこの出力側ディスク4の回転が、出力歯車21より取り出される。入力軸15と出力歯車21との間の回転速度比を変える場合には、上記1対の駆動ピストン33、33を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン33、33の変位に伴って上記1対のトラニオン6、6が、それぞれ逆方向に変位し、例えば図4の下側のパワーロー

ラ8が同図の右側に、同図の上側のパワーローラ8が同図の左側に、それぞれ変位する。この結果、これら各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aとの当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン6、6が、支持板23、23に枢支された枢軸5、5を中心として、互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図1～2に示した様に、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aと上記各内側面2a、4aとの当接位置が変化し、上記入力軸15と出力歯車21との間の回転速度比が変化する。

【0013】尚、この様に上記入力軸15と出力歯車21との間で回転力の伝達を行なう際には、構成各部材の弾性変形に基づいて上記各パワーローラ8、8が、上記入力軸15の軸方向に変位し、これら各パワーローラ8、8を枢支している前記各変位軸7、7が、前記各支持軸部25、25を中心として僅かに回転する。この回転の結果、前記各スラスト玉軸受29、29の外輪31、31の外側面と上記各トラニオン6、6の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受30、30が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。従って、上述の様に各変位軸7、7の傾斜角度を変化させる為の力が小さくて済む。

【0014】上述の様に構成され作用するハーフトロイダル型無段変速機の伝達効率を確保すると共に、入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4a及び上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aの転がり疲れ寿命を確保する為には、各部の形状及び寸法（幾何学的パラメータ）を適切に規制する必要がある。この様な、ハーフトロイダル型無段変速機の性能に影響を及ぼす幾何学的パラメータとしては、キャビティ径D、半頂角 θ_0 、曲率半径 r_0 がある。これら各幾何学的パラメータD、 θ_0 、 r_0 に就いて、図5により説明する。

【0015】上記キャビティ径Dは、上記各トラニオン6、6を揺動変位自在に支持する為の各枢軸5、5（図1～4参照）の中心軸を表す複数本の仮想直線をその接線として描く事のできる仮想円の直径として表される。図1～4に示す様に、キャビティに1対のトラニオン6、6を互いに平行に配置した構造の場合には、上記キャビティ径Dは、上記各枢軸5、5の中心軸同士の間隔に一致する。又、上記曲率半径 r_0 は、上記入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aの断面形状の曲率半径を言い、この曲率半径 r_0 の中心点は、上記各枢軸5、5の中心軸の延長線上の点Oである。又、上記半頂角 θ_0 は、この点Oと上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aが、上記入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aに当接する部分（トラクション接触部）の中心点oとを結ぶ仮想直線 α

が、上記各パワーローラ8、8の中心軸 β となす角度である。又、 $k_0 = (D/2r_0) - 1$ で表される、 k_0 なる数値が、ハーフトロイダル型無段変速機の変速比や、トラクション接触部のスピンの大きさを表す為に便利である為、上記幾何学的パラメータとして一般的に使用される。

【0016】この様な各幾何学的パラメータに就いて規定した刊行物として、実開昭62-158250号公報、特公平6-72563号公報に記載されたものが知られている。このうちの実開昭62-158250号公報には、上記半頂角 θ_0 を52.5～65度にする事が、特公平6-72563号公報には、 $k_0 \geq 0.6$ 、 $\theta_0 \geq 50$ 度、 $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.3$ とする事が、それぞれ記載されている。尚、 ω_{sp} は、上記各ディスク2、4の内側面2a、4aと上記各周面8a、8aとのトラクション接触部に存在する接触楕円のスピン角速度であり、 ω_1 は、上記入力側ディスク2の回転角速度である。ハーフトロイダル型無段変速機の幾何学的パラメータを、上述の様な範囲に規制する事により、パワーローラ8、8を支承するスラストベアリングの耐久性を確保すると共に、ハーフトロイダル型無段変速機の伝達効率を確保するとしている。

【0017】

【発明が解決しようとする課題】上述の様な各公報に記載されたハーフトロイダル型無段変速機の場合には、必ずしも十分な伝達効率を確保する事ができない。この理由に就いて、以下に説明する。ハーフトロイダル型無段変速機では、入力、出力側両ディスク2、4及びパワーローラ8、8の幾何形状により、トラクション接触部のスピンの大きさが決まる。このスピンは、トラクション接触部の接触楕円面内での回転滑り成分であり、動力伝達に無関係な方向の滑りである為、損失となる。従って、ハーフトロイダル型無段変速機では、上記スピンの大きさと、動力伝達効率を低下させたり、トラクション部の発熱により、寿命低下（入力、出力側両ディスク2、4の内側面2a、4a及びパワーローラ8、8の周面8a、8aの転がり疲れ寿命の低下）を招いたりする。

【0018】この様な前提で前述の各公報に記載された発明を見た場合、実開昭62-158250号公報に記載された発明では、半頂角 θ_0 を限定したのみで、ハーフトロイダル型無段変速機の特性を決める、残り2つの幾何学的パラメータである、キャビティ径Dと入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面2a、4aの断面形状の曲率半径 r_0 とを最適化する為の考慮をしていない。この為、ハーフトロイダル型無段変速機の伝達効率を充分に高くできるとは言えない。

【0019】又、特公平6-72563号公報に記載された発明の場合には、ケーシング35（図4）内に貯溜して上記トラクション接触部の潤滑を行なわせる潤滑油

として、無添加タービン油を用いる事を前提としている。ところが、ハフトロイダル型無段変速機の様なトラクションドライブ装置にタービン油等の鉱油を用いると、大きな伝達容量を得る事ができない。即ち、例えば出光興産株式会社が発行している「出光トライボレビューNo. 12-1986」に記載されている様に、トラクション接触部での伝達効率に影響するトラクション係数(μ)は油種によって異なり、タービン油等の鉱油は、トラクションドライブ専用に開発された合成油であるトラクションオイルの半分以下のトラクション係数しかない。これは、同一の接触押付力の下では、鉱油を使用した場合にはトラクションオイルを使用した場合の半分以下の動力しか伝えられない事を意味する。従って、潤滑油として鉱油を使用した場合には、自動車用の変速機の様に限られた設置空間に組み付ける必要があるハフトロイダル型無段変速機では、大きな動力を伝える事ができない。本発明は、この様な事情に鑑みて、優れた耐久性を確保し、且つ、より大きな動力伝達が可能な、優れた伝達効率を有するハフトロイダル型無段変速機を実現すべく発明したものである。

【0020】

【課題を解決する為の手段】本発明のハフトロイダル型無段変速機は、前述した従来のハフトロイダル型無段変速機と同様、例えば図3～4に示す様に構成している。即ち、本発明のハフトロイダル型無段変速機は、ケーシング35を有し、このケーシング35内に潤滑油を貯溜している。又、このケーシング35の内側には入力側ディスク2及び出力側ディスク4を、互いの内側面2a、4a同士を対向させた状態で、互いに同心に、且つ回転自在に支持している。又、これら入力側ディスク2と出力側ディスク4との間部分には複数のトラニオン6、6を、これら入力側ディスク2及び出力側ディスク4の中心軸と交差はしないがこれら両ディスク2、4の中心軸の方向に対して直角方向位置である捻れの位置にある軸5、5を中心とする揺動自在に設けている。上記各トラニオン6、6の中間部には変位軸7、7を、これら各トラニオン6、6の内側面から突出する状態で支持している。そして、これら各変位軸7、7のうちで上記各トラニオン6、6の内側面から突出した部分の周囲に、それぞれパワーローラ8、8を、回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ8、8を、上記入力側ディスク2と出力側ディスク4との間に挟持している。

【0021】これら入力側ディスク2及び出力側ディスク4の内側面は、それぞれ断面が円弧形の凹面である。又、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aは、球面状の凸面である。そして、これら各周面8a、8aと上記両ディスク2、4の内側面2a、4aとが互いに当接している。前述の図5の様に、これら各内側面2a、4aの断面形状の曲率半径 r_0 の中心点Oは、上記各

軸5、5の中心軸の延長線上に存在する。又、上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aの断面形状の曲率半径 r_{0a} は、上記各内側面2a、4aの断面形状の曲率半径 r_0 よりも少しだけ小さい($r_{0a} < r_0$)。

【0022】特に、本発明のハフトロイダル型無段変速機に於いては、前記ケーシング35内に貯溜した潤滑油が、油温(給油温度)が100℃の状態でのトラクション係数が0.06以上(好ましくは0.07以上)である合成トラクションオイルである。又、前述の図5部分で説明したキャビティ径をDとし、同じく半頂角を θ_0 とし、上記各ディスク2、4の内側面2a、4aの断面形状の曲率半径を r_0 とし、 $k_0 = (D/2r_0) - 1$ とし、上記各ディスク2、4の内側面2a、4aと上記各パワーローラ8、8の周面8a、8aとの接触部に存在する接触楕円のスピニング角速度を ω_{sp} とし、上記入力側ディスク2の回転角速度を ω_1 とした場合に、 $k_0 \geq 0.5$ 、 $\theta_0 \geq 58$ 度、 $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ を総て満たすものとしている。尚、上記トラクション係数は、広く知られた、2円筒式試験機や4円筒式試験機を用いて測定する。

【0023】

【作用】上述の様に構成する本発明のハフトロイダル型無段変速機により、入力側ディスク2と出力側ディスク4との間で回転力の伝達を行なわせる作用、並びにこれら両ディスク2、4同士の間の変速比を変化させる作用は、前述した様な従来から知られているハフトロイダル型無段変速機の場合と同様である。特に、本発明のハフトロイダル型無段変速機の場合には、 $k_0 \geq 0.5$ 、 $\theta_0 \geq 58$ 度、 $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ を総て満たす事により、優れた耐久性を確保し、且つ、より大きな動力伝達が可能な、優れた伝達効率を有するハフトロイダル型無段変速機を実現できる。

【0024】以下、 $k_0 \geq 0.5$ 、 $\theta_0 \geq 58$ 度、 $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ を総て満たす事により、優れた耐久性を確保し、且つ、より大きな動力伝達が可能な、優れた伝達効率を有するハフトロイダル型無段変速機を実現できる理由に就いて説明する。先ず、 $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ に就いて説明する。前述の様に、伝達効率を確保すると共に、トラクション接触部を構成する前記各内側面2a、4a及び周面8a、8aの耐久性を確保する為には、上記トラクション接触部で発生するスピニングを小さくする必要がある。この為には本発明の場合には、 $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ とする。

【0025】この様に $|\omega_{sp}/\omega_1| \leq 0.25$ とする理由に就いて、図6により説明する。この図6は、トラクションオイルの一種である、出光興産株式会社製の「サントラック50」の特性を示している。この図6に示す様な特性値は、図7に示す様な、2円筒型のトラクションモデル試験機を使用して得られたものである。この図6の縦軸はトラクション係数 μ を、横軸は滑り率

を、それぞれ表している。又、□印を結んだ実線は、2円筒の接触面と回転軸との交角 α が0度の場合の特性を、△印を結んだ破線は同じく20度の場合の特性を、○印を結んだ鎖線は同じく30度の場合の特性を、それぞれ表している。尚、上記交角 α が大きい程、2円筒の接触点に発生するスピンの大きくなる。

【0026】上述の図6から明らかな通り、スピンの大きさによってトラクション特性(トラクション係数)が変わる。又、図6から明らかな通り、スピンの大きい(交角 α が大きい)と、同一トラクション係数に対する滑り率が高くなる。滑り率の増加は伝達効率の低下を意味し、ハーフトロイダル型無段変速機の様な、トラクション式の動力伝達装置にとって好ましくない。

【0027】図8に、スピンの大きさと滑り率の関係を示す。この図8は、上述した図6にその結果を表した実験のデータから読み取ったものである。この図8から明

$$i = r_3 / r_1 = \{1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \psi)\} / (1 + k_0 - \cos\psi) \quad \text{--- (1)}$$

又、トラクション接触部におけるスピン角速度 ω_{sp} と入力側ディスク2の回転角速度 ω_1 との比である、スピン

$$|\omega_{sp} / \omega_1| = |\{\sin\psi \cdot \sin\theta_0 - (1 + k_0 - \cos\psi) \cdot \cos\theta_0\} / \sin\theta_0| \quad \text{--- (2)}$$

となる。ハーフトロイダル型無段変速機では軸の太さと、ディスク頂上部に必要な肉厚との関係で採り得る傾斜角 ψ の範囲は、

$$\psi = 20^\circ \sim (2\theta_0 - 20^\circ)$$

程度である。

【0029】スピンレシオ ω_{sp} / ω_1 の絶対値 $|\omega_{sp} / \omega_1|$ が最大となるのは、最大減速時($\psi = 20^\circ$)若しくは最大増速時($\psi = 2\theta_0 - 20^\circ$)であるから、 $\psi = 20^\circ$ 若しくは $\psi = 2\theta_0 - 20^\circ$ の時に、 $|\omega_{sp} / \omega_1|$ が前述の0.25を越えない様にすれば良い。又、 $|\omega_{sp} / \omega_1|$ が0.25となる点を、縦軸に k_0 を、横軸に半頂角 θ_0 を、それぞれ表した座標面上にプロットすると、図9に示す様になる。 k_0 、 θ_0 の値が、この図9の斜線の範囲内に存在すれば、 $|\omega_{sp} / \omega_1| \leq 0.25$ を満たす。但し、この図9に斜線で示した範囲では、 k_0 と半頂角 θ_0 との採り得る領域が広過ぎて、実際にハーフトロイダル型無段変速機を設計する際に、これら k_0 と半頂角 θ_0 を設定する事が困難である。

【0030】そこで本発明では、これら k_0 と半頂角 θ_0 との選定範囲に制限を設けて、パラメータの選定を容易にする。前述の(1)式により定まる変速比 i から、ハーフトロイダル型無段変速機で設計可能な変速比の巾(最大減速比 \times 最大増速比 $= i^2$)を計算できる。そして、この変速比巾 i^2 の計算値に、上述の図9に示した2本の実線上に存在する k_0 と θ_0 との値を当てはめれば、 $\omega_{sp} / \omega_1 = 0.25$ である場合の変速比巾 i^2 と、 $\omega_{sp} / \omega_1 = -0.25$ である場合の変速比巾 i^2

らかな通り、 $|\omega_{sp} / \omega_1|$ が0.25よりも大きくなると、スピンの上昇に対して滑り率が急激に上昇する。言い換えれば、スピンの上昇に基づいて、伝達効率が著しく低下する。これに対して、 $|\omega_{sp} / \omega_1|$ が0.25以下の場合には、スピンの大きくなっても滑り率の上昇は小さい。従って、 $|\omega_{sp} / \omega_1| \leq 0.25$ となる領域で、ハーフトロイダル型無段変速機を運転する限りは、スピンの大きな動力損失に結び付く事はない。

【0028】次に、 $|\omega_{sp} / \omega_1| \leq 0.25$ にする為の幾何学的形状、即ち、キャビティ径 D 、半頂角 θ_0 、前記各ディスク2、4の内側面2a、4aの断面形状の曲率半径 r_0 として採るべき値に就いて説明する。先ず、ハーフトロイダル型無段変速機を構成する入力側ディスク2と出力側ディスク4との間の変速比 i は、図5から明らかな通り、

レシオ $|\omega_{sp} / \omega_1|$ は、

との2つの変速比巾を計算できる。そして、上記 k_0 と半頂角 θ_0 とがこれら2つの値($\omega_{sp} / \omega_1 = 0.25$ である場合の k_0 、 θ_0 及び $\omega_{sp} / \omega_1 = -0.25$ である場合の k_0 、 θ_0)の間であれば $|\omega_{sp} / \omega_1| \leq 0.25$ を満たす高効率のハーフトロイダル型無段変速機を設計できる事を表す。

【0031】上述した2種類の変速比巾の比 R 、即ち、 $R = (\omega_{sp} / \omega_1 = 0.25$ である場合の変速比巾 $i^2) / (\omega_{sp} / \omega_1 = -0.25$ である場合の変速比巾 $i^2)$

で表される比 R は、ハーフトロイダル型無段変速機を設計する際の自由度を示す指標となる。図10は、半頂角 θ_0 と上記比 R との関係を示している。この図10から明らかな通り、この半頂角 θ_0 を、 $\theta_0 \geq 58^\circ$

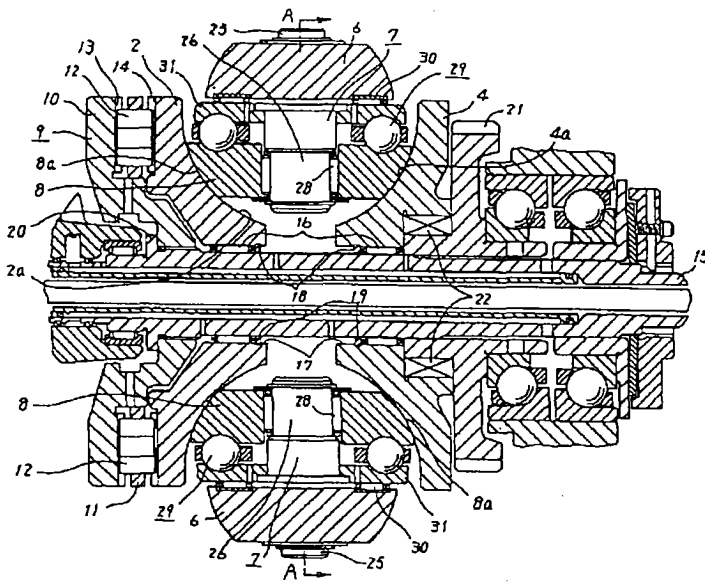
とすれば、上記比 R の変化量を小さく抑える事ができて、設計の自由度が限定される為、上記半頂角 θ_0 と上記 k_0 のパラメータ選定をし易くなる事が分る。

【0032】又、図11は、この k_0 と上記比 R との関係を示している。この図11から明らかな通り、この k_0 を、 $k_0 \geq 0.5$

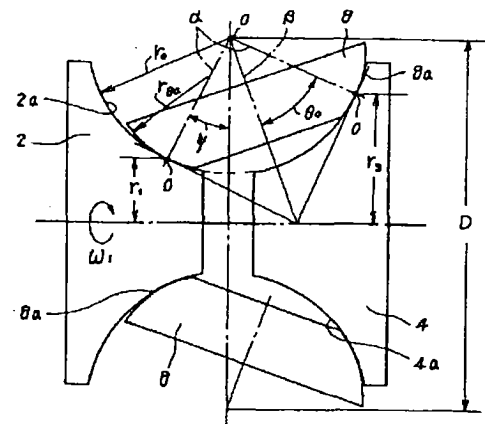
とすれば、やはり上記比 R の変化量を小さく抑える事ができて、設計の自由度が限定される為、上記半頂角 θ_0 と上記 k_0 のパラメータ選定が容易になる。

【0033】以上をまとめると、半頂角 θ_0 及び、 $k_0 = (D / 2r_0) - 1$ で表される k_0 の値を、 $\theta_0 \geq 58^\circ$ 、 $k_0 \geq 0.5$

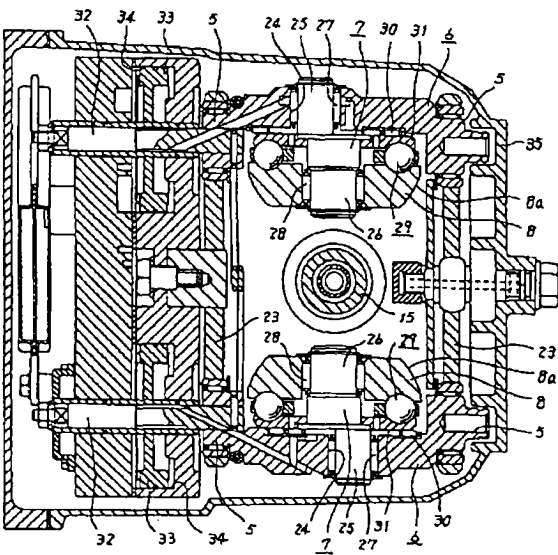
【図3】



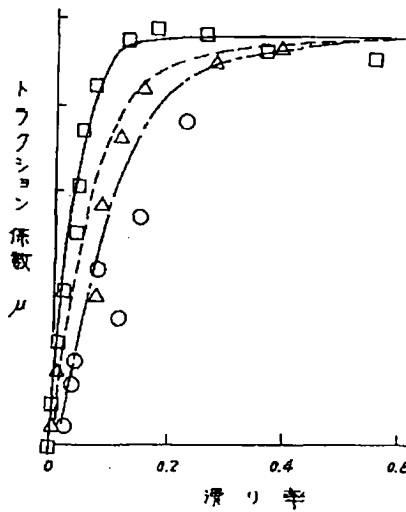
【図5】



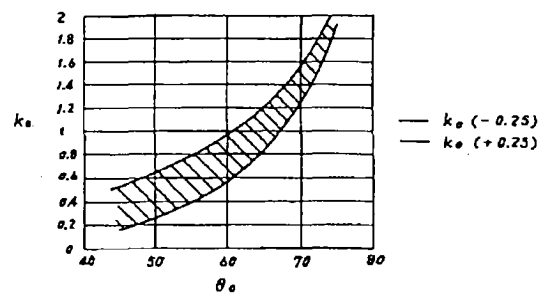
【図4】



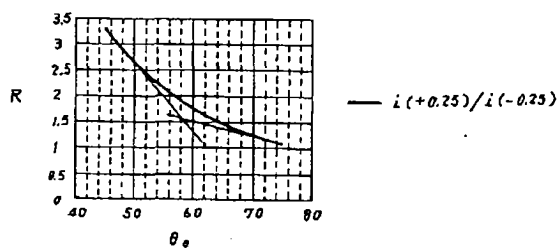
【図6】



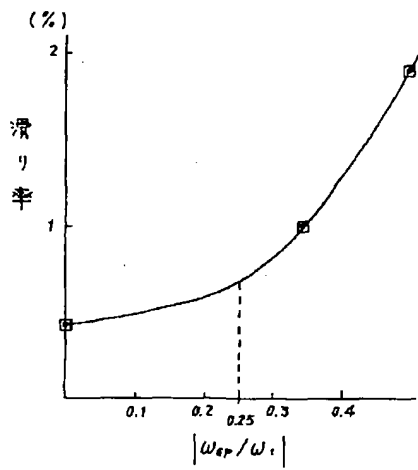
【図9】



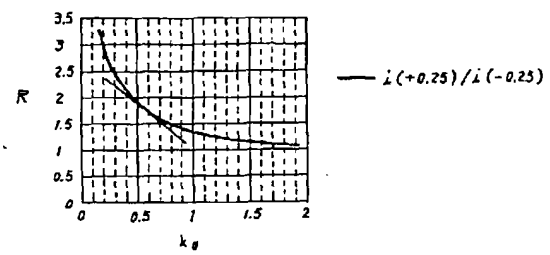
【図10】



【図8】



【図11】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BE09 EC07 FA02
 3J063 AA02 AB33 AC03 BA11 CB36
 XD03 XD15 XD72 XE02
 4H104 EA01A EB02 LA20 PA03